

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМНЫХ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ НА КРИТИЧЕСКОЕ ИСТЕЧЕНИЕ НЕДОГРЕТОЙ
И ВСКИПАЮЩЕЙ ВОДЫ ЧЕРЕЗ КАНАЛЫ РАЗЛИЧНОЙ ГЕОМЕТРИИ

© 2024 г. И. А. Коновалов^{a, *}, М. А. Большухин^a, А. М. Хизбуллин^a, А. Н. Соколов^a,
А. А. Баринов^a, В. Д. Локтионов^b, С. М. Дмитриев^c, Т. К. Зырянова^c

^aОпытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова,
Бурнаковский проезд, д. 15, г. Нижний Новгород, 603074 Россия

^bЭлектрогорский научно-исследовательский центр по безопасности атомных электростанций (ЭНИЦ),
ул. Святого Константина, д. 6, г. Электрогорск, 142530 Россия

^cНижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
ул. Минина, д. 24, г. Нижний Новгород, 603950 Россия

*e-mail: ats@nntu.ru

Поступила в редакцию 26.05.2023 г.

После доработки 18.07.2023 г.

Принята к публикации 30.08.2023 г.

В научно-технической литературе представлено большое количество работ, посвященных экспериментальному исследованию критического истечения насыщенной и недогретой жидкости через цилиндрические каналы. Несмотря на это, в доступных источниках не дана оценка того, насколько те или иные геометрические параметры и режимные условия экспериментов влияют на критическое истечение. Настоящая статья посвящена анализу экспериментальных данных по критическим истечениям, полученных в ЭНИЦ с применением статистических методов и машинного обучения. Цель работы – выявить статистические связи между режимными и геометрическими параметрами, а также количественно оценить влияние этих параметров на критический массовый расход и давление. Проведенный анализ экспериментальных данных для каналов со скругленной входной кромкой показал сильное влияние формы входной кромки как на значение критической массовой скорости, так и на конечное давление в выходном сечении канала, которое устанавливается при критическом режиме истечения. Сравнение результатов анализа экспериментальных данных для каналов с различной формой входного участка при одних и тех же режимных и геометрических параметрах показало, что для каналов со скругленной входной кромкой критическая массовая скорость приблизительно на 25% выше, чем для каналов с острой входной кромкой. С увеличением длины горловины эта разница асимптотически убывает. Среди режимных параметров основной вклад в дисперсию критической массовой скорости вносит недогрев среды на входе до температуры насыщения – 51% общего влияния режимных и геометрических параметров. Увеличение недогрева среды до температуры насыщения и уменьшение длины горловины канала приводят к тому, что противодавление, необходимое для установления критического режима истечения, снижается. В предельных случаях критическое отношение давлений может составлять 0.1, что существенно ниже общепринятого в инженерной практике значения 0.5. Полученные результаты в дальнейшем могут быть использованы при планировании опытов, направленных как на расширение диапазона режимных параметров, так и на оптимизацию элементов, в основе работы которых лежит явление критического истечения.

Ключевые слова: критическое истечение, адиабатный канал, сужающее устройство, запирающее устройство, гидравлическое сопротивление, входная кромка, статистические методы, суррогатная модель, машинное обучение

DOI: 10.56304/S0040363624020048

Обеспечение безопасности и надежности ядерных энергетических установок – приоритетная задача при их проектировании. Для этого в составе реакторных установок предусмотрено множество специализированных устройств и систем, которые могут быть задействованы на различных этапах протекания предполагаемых аварийных

ситуаций. В современных интегральных реакторах семейства РИТМ, разрабатываемых в Опытном конструкторском бюро машиностроения им. И.И. Африкантова, одними из таких элементов являются сужающие устройства, призванные ограничить истечения теплоносителя из реактора и тем самым избежать оголения активной зоны.

Принцип работы этих устройств при авариях с потерей теплоносителя (Loss of Coolant Accident – LCA) основан на явлении критического истечения. При разрыве трубопроводов I контура теплоноситель вскипает в горловине сужающего устройства. Поскольку скорость распространения звуковых волн в двухфазной среде значительно ниже, чем в однофазной, в горловине сужающего устройства скорость потока достигает локальной скорости звука, что вызывает ограничение расхода теплоносителя в течь и он перестает зависеть от давления в защитной оболочке (ЗО). Это приводит к увеличению продолжительности периода снижения и выравнивания давления в ЗО, что дает возможность организовать эффективный теплоотвод из реактора и ЗО и не допустить превышения проектных пределов безопасности. Описанное явление носит название критического или запертого потока (choked flow).

Другой возможной причиной возникновения запираания потока в сужающем устройстве могут стать теплоотводные аварии: при потере теплоотвода от активной зоны (например, вследствие прекращения подачи питательной воды в парогенератор) давление в реакторе начинает расти, возникает интенсивный переток теплоносителя из реактора в компенсатор давления через трубопровод с установленным ограничителем течи – сужающим устройством. Из-за большого массового расхода через сужающее устройство в его горловине происходит значительное падение статического давления, что может привести к выделению неконденсирующихся газов из теплоносителя и запираанию потока. Возникновение подобной ситуации опасно тем, что переток теплоносителя из реактора в компенсатор будет ограничен – это препятствует дальнейшему выполнению компенсатором давления своей основной функции. При этом необходимо отметить, что в условиях нормальной эксплуатации сужающие устройства создают дополнительное, часто определяющее, гидравлическое сопротивление. Это негативно сказывается на параметрах систем реакторной установки и вынуждает использовать сужающие устройства с определенными геометрическими характеристиками и минимальным гидравлическим сопротивлением (близкие по конфигурации к соплу Вентури).

Бурное развитие водо-водяных реакторных установок и влияние, которое ограничители течи оказывают на их безопасность, привело к тому, что в 70-х годах прошлого века интерес экспериментаторов к исследованию критического истечения резко возрос. Так, в работе [1] рассматривались сопла, имеющие различные геометрические параметры, при начальных давлениях дегазированного теплоносителя до 6 МПа и диаметрами до 13 мм. Большое внимание в этой работе было уделено соплам с острой входной кромкой. Не менее мас-

штабные эксперименты проводились на тяжело-водной реакторной установке R-4 в Швеции: исследовалось истечение недогретого теплоносителя из каналов диаметрами 300–500 мм с начальными давлениями до 5 МПа [2]. Эксперименты отечественных специалистов в этой области представлены обширной работой, проведенной в ЭНИЦ [3, 4]. Их отличительной особенностью стало изучение критического истечения через цилиндрические каналы и конфузorno-диффузорные переходы при различных геометрических характеристиках, а также в широком диапазоне режимных параметров – до 10 МПа. Результаты обработки этих экспериментальных данных в свое время послужили основой для создания оригинальных расчетных зависимостей для оценки критического расхода [5, 6]. Тем не менее, в этих работах не дается никакого объяснения того, почему при выполнении экспериментов вблизи входной кромки не было зафиксировано скачков уплотнения, существование которых было теоретически обосновано и экспериментально подтверждено в [7–10].

Несмотря на это, в приведенных исследованиях не представлено однозначной оценки влияния различных геометрических характеристик на значение критического отношения давлений и массового расхода. Кроме того, большинство опубликованных результатов опытов относятся к каналам с острой входной кромкой, даже в работах, проведенных в ЭНИЦ. Стоит отметить и то, что максимальное начальное давление в отечественных и зарубежных экспериментах составляло 10 МПа. При этом исследования ограничивались отдельными экспериментами и не носили системного характера. Разработка реакторной установки нового поколения интегрального типа с давлением теплоносителя I контура 16 МПа диктует необходимость проведения новых исследований, направленных как на оптимизацию сужающих устройств, так и на расширение диапазона режимных параметров их работы. Примечательно, что планируемые эксперименты позволят получить данные, которые в совокупности с уже имеющимися результатами ЭНИЦ могут быть использованы также при создании отечественной базы экспериментальных данных для валидации перспективных расчетных кодов в части моделирования критических истечений [11]. Начальным этапом для таких исследований представляется всесторонний анализ проведенных ранее экспериментов с применением современных подходов и методов.

В настоящей работе представлен статистический анализ экспериментальных данных ЭНИЦ, осуществленный с использованием технологий суррогатного моделирования, приведены количественные оценки влияния различных режимных и геометрических параметров на значение

критического массового расхода, а также предпринята попытка построить логическую модель явления критического истечения с учетом воздействия геометрических факторов.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Отечественные исследования критического истечения насыщенной и недогретой жидкости через каналы различной формы и размеров проводились на стенде КС-1 в 1975–1989 гг. Их отличительной особенностью по сравнению с другими в этой области являлся диапазон параметров теплоносителя – вплоть до 10 МПа на входе в канал.

Принципиальная схема применявшейся экспериментальной установки КС-1 представлена на рис. 1.

Постановка экспериментов осуществлялась следующим образом. К сосуду высокого давления подводились слабоперегретый пар и питательная вода в количествах, обеспечивающих заданный стационарный расход воды через рабочий участок. Подогрев питательной воды до температуры насыщения проводился с помощью контура естественной циркуляции, встроенного в сосуд высокого давления. Недогрев рабочей среды до температуры насыщения регулировался подачей питательной

воды на водоохладитель, а дросселирование потока вентилями обеспечивало (при необходимости) проведение режимов с небольшим (до 2.5% по массе) паросодержанием на входе в рабочий участок. Подводящий трубопровод на участке от сосуда до вентиля имел диаметр 64 мм и длину 12 м, а на участке от вентиля до входа в рабочий участок – диаметр 106 мм и длину 4.5 м (прямой участок относительной длиной $30d$, где d – диаметр участка трубопровода). При достижении в сосуде высокого давления температуры насыщения при заданном давлении открывались запорные вентили и среда поступала в рабочий участок, за которым с помощью дроссельного клапана поддерживалось заданное противодавление. Далее сбрасываемая двухфазная среда направлялась в конденсатор. Перед проведением измерений во всех опытах достигалось установившееся истечение теплоносителя через экспериментальный участок. Более подробное описание установки и методики постановки экспериментов представлено в работах [3].

ИССЛЕДУЕМЫЙ УЧАСТОК

Рабочий участок, показанный на рис. 2, состоял из корпуса высокого давления внутренним

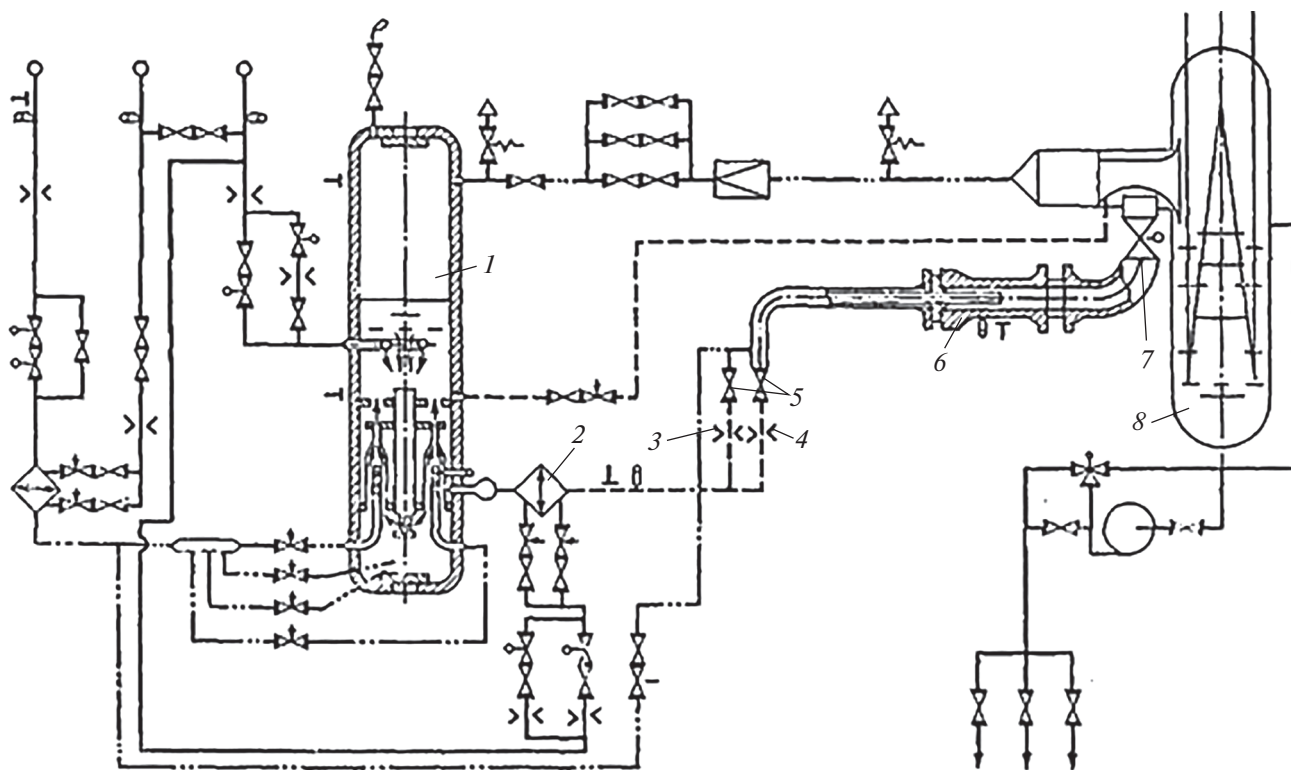


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки КС-1 [3].

1 – сосуд высокого давления; 2 – водоохладитель; 3, 4 – малое и большое измерительное сопло соответственно; 5 – запорные вентили; 6 – рабочий участок; 7 – дроссельный клапан; 8 – конденсатор

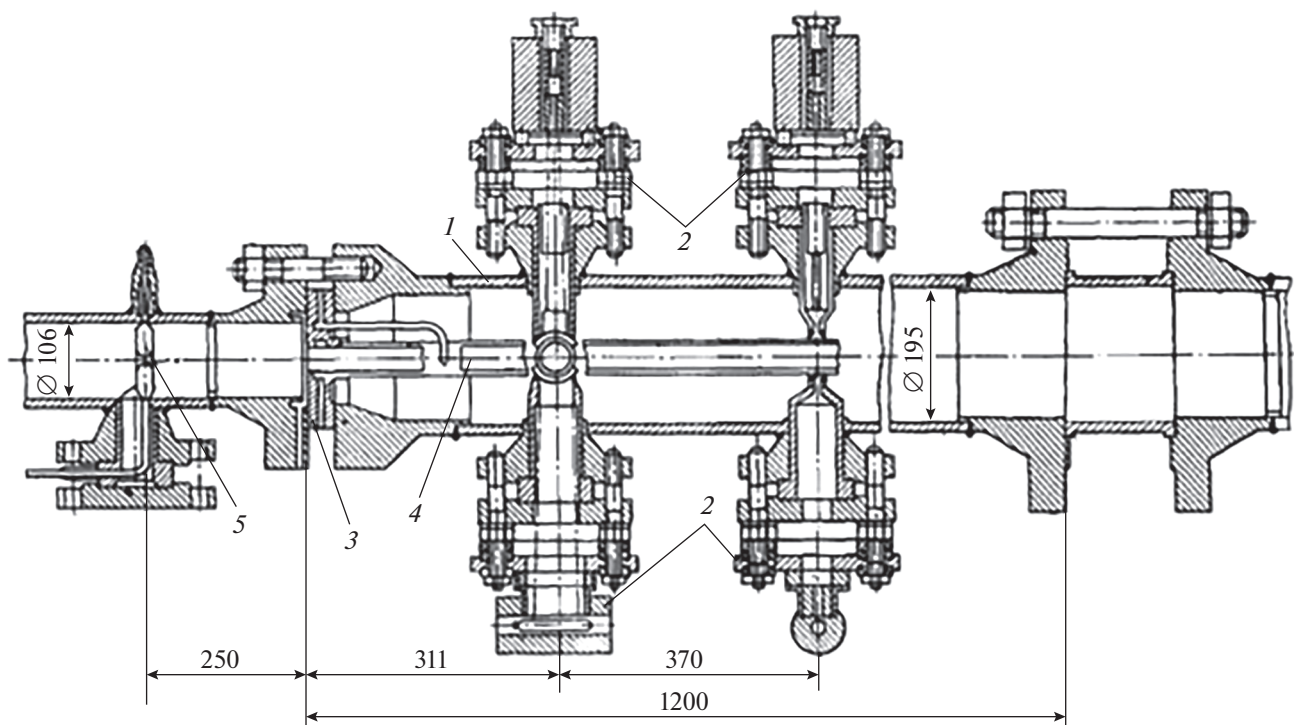


Рис. 2. Рабочий участок [3].

1 – корпус; 2 – рентгеновские установки; 3 – втулка; 4 – исследуемый канал; 5 – манометрическое устройство

диаметром 195 мм, который устанавливали между входным и выходным трубопроводами. На корпусе размещали две неподвижные рентгеновские установки. Исследуемый канал монтировали на втулке, которая использовалась для вывода импульсных линий отборов статического давления со стенки трубки. Во всех случаях измеряли давление торможения на входе (кольцевой отбор по типу, принятому для измерительных диафрагм), статическое давление на расстоянии $0.5d$ от входного среза (четыре отверстия, объединенных кольцевой камерой в теле втулки), давление на выходном срезе (локальный трапециевидный выступ, обеспечивший сверление отверстия и приварку импульсной линии) и в выходном объеме (трубка диаметром 5×1 мм с боковыми отверстиями в сечении выходного среза).

Расход рабочей среды измеряли с помощью стандартных сопел (малого и большого, см. рис. 1). Малое сопло предварительно тарировали объемным методом. Контроль за состоянием рабочей среды на участке от сосуда до входного среза опытной трубки осуществляли тремя тарированными хромель-копелевыми термопарами, установленными в объеме сосуда в сечении отвода среды, перед измерительными соплами и перед входным срезом опытной трубки.

Авторы работы [3] уделили особое внимание контролю входных параметров. Ввиду относительно большой погрешности показаний термо-

пар ($\pm 1^\circ\text{C}$), экспериментаторы использовали оригинальный способ контроля недогрева среды на входе в исследуемый канал. Для этого перед входным срезом канала было установлено манометрическое устройство (см. рис. 2) в виде тонкостенного сосуда вместимостью 13 см^3 , который частично заполнялся водой. В стационарных условиях в сосуде устанавливалось давление, равное давлению насыщения при температуре потока. По измеряемой разности между статическим давлением потока и давлением в сосуде оценивали недогрев среды до температуры насыщения.

Статическое давление в различных сечениях опытных каналов, а также перепады давлений между парами последовательно расположенных отборов, начиная с отбора перед входным срезом, измеряли образцовыми манометрами. В двух фиксированных сечениях методом просвечивания трубки широким расходящимся пучком γ -лучей определяли истинное паросодержание потока. В некоторых опытах использовали подвижные осевые зонды диаметром 3 и 4 мм, с помощью которых измеряли распределение температуры и статического давления по оси потока около входного и выходного срезов.

С помощью принятой методики и системы тарировок при рабочих параметрах были получены основные характеристики со следующими предельными погрешностями: расход 3.7%, темпера-

тура 1°C , входной недогрев (при малых значениях) 0.1°C , истинное паросодержание 0.05.

Отсутствие паровой фазы на входе обеспечивалось тем, что в режимах истечения насыщенной воды перед входом всегда поддерживался гарантированный недогрев не выше 0.1°C , который контролировался с помощью манометрического устройства.

ИССЛЕДУЕМЫЕ КАНАЛЫ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ

В процессе проведения на КС-1 опытов было получено большое количество экспериментальных данных по критическим истечениям через каналы различной формы и размеров. Среди полученных данных наибольший интерес представляют каналы со скругленной (рис. 3) и острой (рис. 4) входными кромками. Первый канал обладает большим числом геометрических параметров и может быть использован для оценки влияния формы входного и выходного участков на пропускную способность канала, в то время как для второго канала в литературе имеется большое число результатов экспериментальных исследований, расчетных зависимостей и методических указаний.

Поскольку авторы исследований на КС-1 явно не указывают, в каких экспериментах им удалось достичь запираания потока (например, в работах [2, 6]), для анализа были выбраны только те режи-

мы, для которых давление перед каналом (давление торможения) $p_0 \geq 5$ МПа, отношение противодавления к давлению на входе не превышает 0.25, а недогрев до температуры насыщения $t_s < 52^\circ\text{C}$. С учетом номограмм для критического отношения давлений, приведенных в работе [12], сделано предположение, что в этих режимах гарантированно возникает запираание потока.

Результаты проведенных экспериментов представляют собой набор из более чем 1.5 тысячи комбинаций независимых (геометрические характеристики и режимные параметры) и соответствующих зависимых (критическое давление и массовая критическая скорость) переменных. Все параметры и диапазоны их варьирования сведены в табл. 1.

Как показали экспериментальные исследования, в ближайшей окрестности точки $L_c = 0$ производная критической массовой скорости ρw_* по

длине горловины $L_c \left(\frac{\partial}{\partial L_c} \rho w_* \right)$ имеет очень большое значение. Поскольку дальнейший анализ проводится с использованием суррогатных моделей, для их корректного построения следует выполнить анализ отдельно для каналов с нулевой и ненулевой длиной горловины. Здесь под суррогатной моделью понимается замена исходной, вычислительно сложной или неизвестной математической модели явления многомерной аппроксимацией экспериментальных данных. Представленный далее анализ выполнен с применением программного комплекса pSeven [13].

КОРРЕЛЯЦИОННЫЙ АНАЛИЗ

Для анализа экспериментальных данных требуется вычислить коэффициенты корреляции R для каждой пары зависимых и независимых переменных, характеризующие наличие линейной прямой ($R > 0$) или обратной ($R < 0$) связи между этими переменными: $R \in [-1; 1]$. При этом значения R близкие по модулю к 1 означают линейную связь между параметрами, а значения R близкие к 0 – отсутствие этой связи (корреляция Пирсона).

Поскольку рассматриваемая задача является многомерной, а корреляционный анализ направлен на вычленение зависимости между парами зависимых и независимых переменных по отдельности, для оценки R следует воспользоваться методом частичной корреляции Пирсона [14]. Суть метода заключается в определении R как коэффициента линейной корреляции между двумя невязками, полученными в результате решения двух связанных задач линейной регрессии. Полагается, что \mathbf{X} и \mathbf{Y} – векторы зависимых и независимых переменных, выбранные для анализа, а \mathbf{z} –

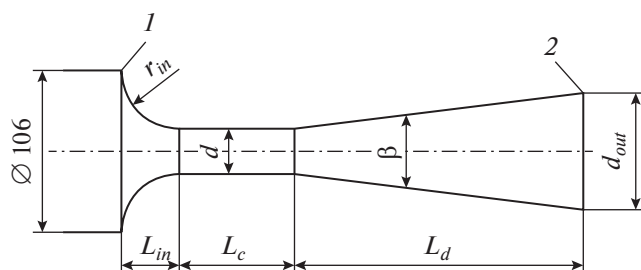


Рис. 3. Канал со скругленным входным участком. Срез: 1 – входной; 2 – выходной

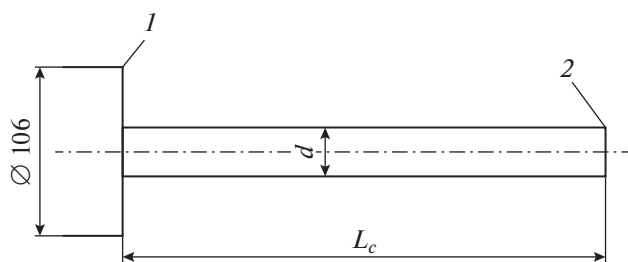


Рис. 4. Канал с острой входной кромкой. Обозначения см. рис. 3

Таблица 1. Геометрические характеристики каналов и параметры экспериментальных режимов

Параметр	Скругленная входная кромка (1239 точек)		Острая входная кромка (1202 точки)	
	$L_c > 0$	$L_c = 0$	$L_c > 0$	$L_c = 0$
Независимые переменные				
Радиус скругления входной кромки r_{in} , мм	8.00/31.00	3.50/31.00	–	–
Длина входного участка L_{in} , мм	8.00/34.40	3.50/30.50	–	–
Длина горловины канала L_c , мм	26.00/967.50	–	3.40/1200.50	–
Диаметр в узком сечении d , мм	10.03/25.00	10.03/20.04	9.79/25.00	9.92/20.00
Длина диффузора на выходе L_d , мм	0.00/193.00	0.00/180.30	–	–
Угол раскрытия диффузора β , град	0.00/6.13	0.00/11.70	–	–
Диаметр в выходном срезе d_{out} , мм	10.03/39.60	10.03/39.53	–	–
Давление перед каналом (давление торможения) p_0 , МПа	6.63/8.88	6.81/8.93	6.74/9.79	5.48/8.91
Температура перед каналом (температура торможения) t_0 , °С	243.00/339.50	248.70/349.00	238.20/342.90	259.00/335.70
Недогрев до линии насыщения перед каналом Δt_0 , °С	–45.81/45.90	–46.94/51.82	–40.92/50.61	–33.31/41.69
Зависимые переменные				
Критическая массовая скорость ρw_* , кг/(с · м ²)	8700/74 360	11 980/91 850	8380/67 340	10 960/64 670
Давление в выходном срезе p_1 , МПа	0.21/5.04	0.49/5.32	0.12/5.11	0.17/1.87

Примечание. В числителе – нижняя граница диапазона варьирования, в знаменателе – его верхняя граница.

матрица, составленная из остальных независимых переменных, т.е. $y_i = f(x_i, z_i)$. Сначала находят коэффициенты линейной регрессии для пар векторов X, z_i и Y, z_i :

$$\begin{aligned} \mathbf{w}_X^* &= \arg \min_{\mathbf{w}} \left[\sum_{i=1}^n (x_i - \langle \mathbf{w}, \mathbf{z}_i \rangle)^2 \right]; \\ \mathbf{w}_Y^* &= \arg \min_{\mathbf{w}} \left[\sum_{i=1}^n (y_i - \langle \mathbf{w}, \mathbf{z}_i \rangle)^2 \right], \end{aligned} \quad (1)$$

где n – размер векторов X и Y ; $\langle \mathbf{w}, \mathbf{z}_i \rangle$ – скалярное произведение векторов \mathbf{w} (вектор коэффициентов линейной регрессии) и \mathbf{z}_i .

Затем определяют соответствующие невязки:

$$r_{X,i} = x_i - \langle \mathbf{w}_X^*, \mathbf{z}_i \rangle; \quad r_{Y,i} = y_i - \langle \mathbf{w}_Y^*, \mathbf{z}_i \rangle. \quad (2)$$

И, наконец, вычисляют коэффициент частичной корреляции между векторами X и Y :

$$\begin{aligned} R_{XY,z} = R &= \\ &= \frac{n \sum_{i=1}^n r_{X,i} r_{Y,i} - \sum_{i=1}^n r_{X,i} \sum_{i=1}^n r_{Y,i}}{\sqrt{n \sum_{i=1}^n r_{X,i}^2 - \left(\sum_{i=1}^n r_{X,i} \right)^2} \sqrt{n \sum_{i=1}^n r_{Y,i}^2 - \left(\sum_{i=1}^n r_{Y,i} \right)^2}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Таким образом, $R_{XY,z}$ представляет собой меру линейной зависимости между вектором зависимых переменных Y , полученную после вычитания линейной связи Y с остальными независимыми переменными z .

Для проверки значимости коэффициентов корреляции R следует вычислить их p -значения – доверительные вероятности того, что линейная зависимость вызвана случайным шумом (т.е. чем ниже p -значение, тем меньше вероятность того, что значения статистически независимы, а найденное R – результат случайного шума) [15]. Итак, p -значение может быть определено следующим образом:

$$p = \frac{R\sqrt{n-2}}{\sqrt{1-R^2}}. \quad (4)$$

Вычисленные таким образом коэффициенты частичной корреляции Пирсона R (верхнее значение), а также их p -значения (нижнее значение) представлены в табл. 2.

Анализ представленных коэффициентов для каналов с ненулевой длиной горловины ($L_c > 0$) и скругленной входной кромкой показывает наличие выраженной линейной взаимосвязи между температурой потока, недогревом до температу-

Таблица 2. Коэффициенты корреляции Пирсона

Параметр	Скругленная входная кромка				Острая входная кромка			
	$L_c > 0$		$L_c = 0$		$L_c > 0$		$L_c = 0$	
	ρ_w	p_1	ρ_w	p_1	ρ_w	p_1	ρ_w	p_1
r_{in} , мм	0.022 0.76	-0.460 1.2×10^{-11}	0.007 0.950	0.270 0.020	–	–	–	–
L_{in} , мм	0.13 0.072	-0.280 9.9×10^{-6}	0.001 1.0	0.270 0.017	–	–	–	–
L_c , мм	-0.290 3.4×10^{-6}	-0.045 0.530	–	–	-0.590 2.0×10^{-28}	0.400 1.8×10^{-12}	–	–
d , мм	-0.160 0.029	-0.220 2.1×10^{-3}	0.390 5.1×10^{-4}	-0.430 8.1×10^{-5}	-0.092 0.130	0.300 4.4×10^{-7}	-0.420 0.670	0.058 0.670
L_d , мм	-0.13 0.064	-0.770 1.4×10^{-45}	0.047 0.690	0.021 0.860	–	–	–	–
β , град	-0.240 6.3×10^{-4}	-0.860 9.0×10^{-71}	0.061 0.600	-0.091 0.440	–	–	–	–
d_{out} , мм	-0.240 5.7×10^{-4}	-0.800 2.8×10^{-52}	0.140 0.230	-0.170 0.140	–	–	–	–
p_0 , МПа	-0.13 0.064	0.100 0.160	-0.100 0.380	0.390 3.9×10^{-4}	-0.130 0.036	0.160 8.1×10^{-3}	-0.036 0.800	0.006 0.970
t_0 , °C	-0.680 2.4×10^{-30}	-0.260 2.3×10^{-4}	-0.570 3.0×10^{-8}	0.620 5.7×10^{-99}	-0.540 2.1×10^{-23}	0.140 0.018	-0.480 1.7×10^{-4}	-0.170 0.220
Δt , °C	0.760 1.9×10^{-42}	0.380 3.2×10^{-8}	0.610 1.8×10^{-9}	-0.510 1.7×10^{-6}	0.590 2.0×10^{-28}	-0.077 0.200	0.590 6.7×10^{-7}	0.230 0.088

Примечание. Верхнее значение – коэффициент корреляции R , нижнее – его p -значение.

ры насыщения и критической массовой скоростью. Среди геометрических характеристик каналов с ненулевой длиной горловины наибольшие коэффициенты корреляции R получены для диаметра и длины горловины и параметров выходного диффузора. Уменьшение недогрева приводит к тому, что вскипание среды в канале происходит ближе к входной кромке, вследствие чего увеличивается время нахождения двухфазной среды в канале и поток на выходе приближается к равновесному по паросодержанию. С этих же позиций может быть объяснено наличие обратной зависимости между критической массовой скоростью ρ_{w*} и длиной горловины – увеличение времени нахождения среды в канале с ростом L_c . В то же время обратная зависимость между ρ_{w*} и диаметром горловины d может объясняться турбулизацией потока с увеличением d , которая приводит к интенсификации вскипания и возрастанию массового паросодержания на выходе из канала.

Вместе с тем для каналов с $L_c = 0$ и скругленной входной кромкой выраженная корреляция с

критической массовой скоростью характерна только для диаметра горловины и параметров среды перед каналом (параметров торможения) p_0 и t_0 . Интересной особенностью является то, что для каналов с нулевой длиной горловины знак коэффициента корреляции между критической массовой скоростью и диаметром горловины канала меняется с отрицательного на положительный.

Аналогичное влияние диаметра горловины на критическую массовую скорость наблюдается и для каналов с острой входной кромкой. Эта особенность цилиндрических каналов была отмечена и в работе [3]. Авторы этого исследования на основе анализа зависимости массовой критической скорости от начального давления, представленной на рис. 5, делают вывод, что при прочих равных параметрах с увеличением d значение ρ_{w*} уменьшается. При этом важно отметить, что порядок снижения ρ_{w*} с возрастанием d существенно меньше, чем порядок роста площади проходного сечения, что приводит к тому, что интегральное

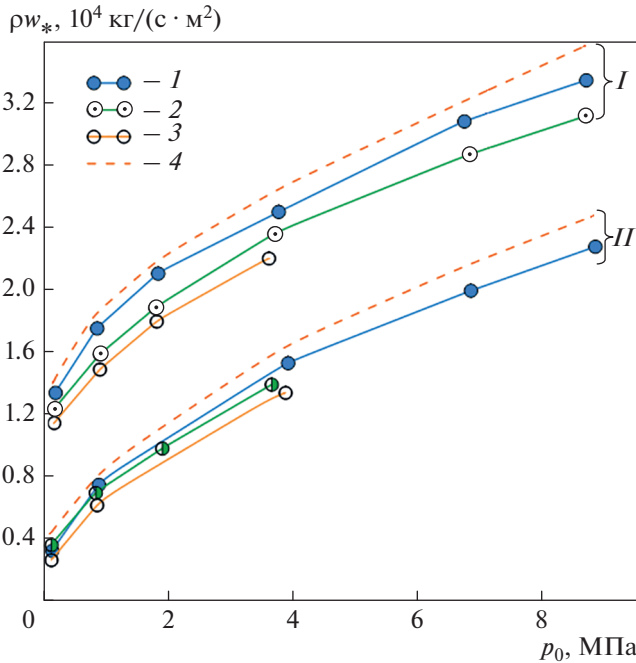


Рис. 5. Влияние давления на входе p_0 , длины и диаметра d канала на критическую массовую скорость потока ρw_* .
 d , мм: I – 14; 2 – 25; 3 – 37.8; 4 – 6.35.
 l/D : I – 10; II – 20

значение пропускной способности канала (массовый расход) увеличивается с ростом его диаметра. На рис. 5 данные для канала с $d = 6.35$ см взяты из [16], для остальных каналов – из [3].

Требуется проанализировать корреляционные зависимости между входными параметрами и давлением в выходном срезе канала. Для сопел с ненулевой длиной горловины наблюдается обратная линейная зависимость p_1 от параметров выходного диффузора (β и d_{out}), что объясняется линейным увеличением его гидравлического сопротивления. Этим же предположением можно объяснить наличие обратной линейной зависимости между p_1 и L_c : с ростом длины горловины увеличивается гидравлическое сопротивление не только самой горловины, но и выходного диффузора [17]. Однако присутствие обратной зависимости между давлением в выходном срезе и формой входной кромки (параметры r_{in} и L_{in}) не может быть объяснено только лишь с позиций изменения гидравлического сопротивления, так как в этом случае корреляция была бы положительной, поскольку с повышением плавности входа гидравлическое сопротивление канала должно снижаться и давление в выходном срезе возрастать соответственно – именно так, как это происходит для каналов с $L_c = 0$. Возможное объяснение этого феномена будет дано далее, по мере углубления в анализ экспериментальных данных.

АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ

Стоит отметить, что коэффициент корреляции – мера линейной зависимости между двумя величинами, откуда следует, что значение R близкое к 0 может свидетельствовать как об отсутствии статистической взаимосвязи (при p -значении больше 0.05), так и о наличии сильно нелинейной зависимости (при p -значении приблизительно равном 0.05). Поэтому во избежание подобной двусмысленности для оценки степени влияния режимных и геометрических параметров канала на критическую массовую скорость необходимо использовать иной математический аппарат. При математическом моделировании для этих целей применяются коэффициенты Соболя S [18]. Собственный коэффициент S_i характеризует вклад дисперсии i -го входа σ_i в дисперсию сигнала σ при условии, что значения остальных входов $j \neq i$ остаются постоянными:

$$S_i = \frac{\sigma_{x_i} [E_{\sim x_i} (Y|x_i)]}{\sigma(Y)}, \tag{5}$$

где Y – векторная зависимая переменная; x_i – i -я независимая переменная; $E_{\sim x_i}(\cdot | x_i)$ – условное математическое ожидание по всем независимым переменным, кроме x_i ; $\sigma_{x_i}(\cdot)$ – дисперсия по x_i .

Полный коэффициент Соболя T_i характеризует ту часть дисперсии сигнала, которой бы не было, если бы вход i оставался постоянным:

$$T_i = 1 - \frac{\sigma_{\sim x_i} [E_{x_i} (Y|x_1, \dots, x_{i-1}, x_{i+1}, \dots, x_p)]}{\sigma(Y)}, \tag{6}$$

где $E_{x_i}(\cdot)$ – математическое ожидание по x_i ; $\sigma_{\sim x_i}(\cdot | x_i)$ – условная дисперсия всех независимых переменных, кроме x_i .

Другими словами, при вычислении S_i варьируется значение входа i , а входы $j \neq i$ остаются постоянными. При определении T_i , наоборот, вход i остается постоянным, а входы $j \neq i$ варьируются.

Численную оценку критериев (5) и (6) можно производить, используя различные алгоритмы, например приведенные в [19–21]. Тем не менее, поскольку для явлений критического истечения важно взаимное влияние параметров (оценки полных коэффициентов Соболя T_i), наиболее перспективным является алгоритм FAST, представленный в [19]. Полученные с его помощью коэффициенты чувствительности для зависимости критической массовой скорости ρw_* и давления в выходном сечении p_1 от входных параметров сведены в табл. 3.

Оценка коэффициентов чувствительности функции $p_1 = f(\mathbf{x})$ для диафрагм с использова-

Таблица 3. Полные коэффициенты Соболя для входных параметров

Параметр	Скругленная входная кромка				Острая входная кромка			
	$L_c > 0$		$L_c = 0$		$L_c > 0$		$L_c = 0$	
	ρw	p_1	ρw	p_1	ρw	p_1	ρw	p_1
r_{in} , мм	0.10	0.24	4.7×10^{-3}	2.2×10^{-2}	—	—	—	—
L_{in} , мм	0.32	0.58	8.6×10^{-3}	1.4×10^{-2}	—	—	—	—
L_c , мм	0.13	2.9×10^{-2}	—	—	0.21	0.42	—	—
d , мм	4.0×10^{-2}	6.7×10^{-2}	8.8×10^{-3}	9.3×10^{-2}	0.30	0.28	0.31	—
L_d , мм	1.1×10^{-2}	4.4×10^{-2}	2.4×10^{-2}	1.1×10^{-2}	—	—	—	—
β , град	1.2×10^{-2}	4.4×10^{-2}	2.6×10^{-3}	1.8×10^{-2}	—	—	—	—
d_{out} , мм	1.5×10^{-2}	1.6×10^{-3}	2.3×10^{-3}	1.9×10^{-2}	—	—	—	—
p_0 , МПа	9.0×10^{-2}	5.0×10^{-3}	0.18	1.3×10^{-2}	4.0×10^{-2}	0.40	0.39	—
t_0 , °C	3.7×10^{-2}	1.7×10^{-2}	0.31	0.50	9.7×10^{-2}	0.18	0.37	—
Δt , °C	0.51	6.4×10^{-2}	0.46	0.46	0.24	0.18	0.20	—

нием суррогатной модели оказалась невозможна ввиду малого количества экспериментов, проведенных вблизи каналов с острой входной кромкой, и выраженной нелинейности этой зависимости (см. табл. 2).

Представленные данные свидетельствуют о том, что наибольшее влияние на критический массовый расход для каналов с ненулевой длиной горловины и скругленной входной кромкой оказывают форма входной кромки и недогрев среды до температуры насыщения на входе в канал. При этом абсолютное значение температуры на входе, длина и диаметр горловины канала, а также геометрия выходного участка (диффузора), для которых имеется корреляционная зависимость (см. табл. 2), в действительности влияют на ρw_* в гораздо меньшей степени, чем геометрия входной кромки, для которой линейная зависимость от ρw_* практически отсутствует. Для демонстрации этого нужно проанализировать значения расходного коэффициента

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}}, \quad (7)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления канала, определяемый по соотношениям, приведенным в [17].

Графики относительного изменения массовой пропускной способности и гидравлического расходного коэффициента μ в зависимости от длины входного участка (длины входного диффузора), представленные на рис. 6, позволяют предположить, что такое влияние формы входной кромки на критическую массовую скорость не может быть объяснено только с позиции изменения гидравлического сопротивления входного участка,

поскольку во всем диапазоне варьирования длины входного конфузора изменение μ составляет около 5%, в то время как для ρw_* оно равняется почти 30%. Графики (см. рис. 6) построены для канала с $L_c > 0$, имеющего следующие геометрические характеристики:

Длина горловины канала L_c , мм.....	160.70
Диаметр в узком сечении d , мм.....	20.04
Длина диффузора на выходе L_d , мм.....	180.3
Угол раскрытия диффузора β , град.....	6.00
Диаметр в выходном срезе d_{out} , мм.....	38.95
Давление перед каналом (давление торможения) p_0 , МПа.....	8.84
Температура перед каналом (температура торможения) t_0 , °C.....	301.40
Недогрев до линии насыщения перед каналом Δt , °C.....	0.66

Значения r_{in} и L_{in} , характеризующие входной участок, варьировались.

Такую зависимость ρw_* от формы входного участка можно объяснить влиянием последней на сам механизм формирования критического истечения: менее плавный вход способствует турбулизации потока, что приводит к его вскипанию ближе к входной кромке и, как следствие, увеличению паросодержания в критическом сечении (поскольку в этом случае ближе к критическому сечению процессы фазового перехода оказываются более завершенными). Это, в свою очередь, способствует падению критической массовой скорости с уменьшением плавности входного участка.

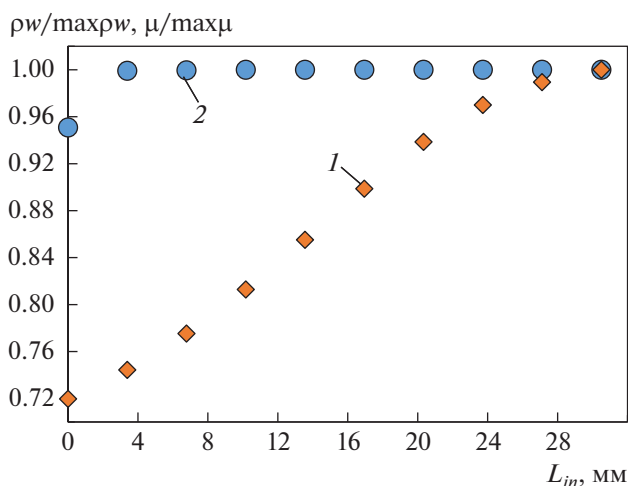


Рис. 6. Относительное изменение критической массовой скорости (1) и расчетного расходного коэффициента (2) в зависимости от длины входного конфузора L_{in} для каналов с $L_c > 0$

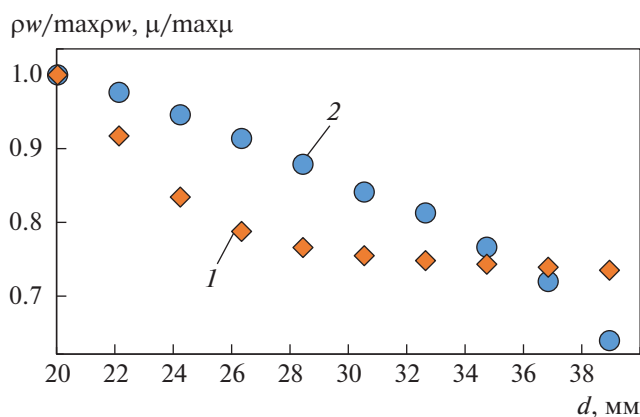


Рис. 7. Относительное изменение критической массовой скорости (1) и расчетного расходного коэффициента (2) в зависимости от диаметра в узком сечении для каналов с $L_c = 0$

В рамках такого подхода объясняется и то, что форма входной кромки оказывает наибольшее влияние и на давление в выходном срезе для каналов с $L_c > 0$, и на наличие обратной корреляционной зависимости между p_1 , r_{in} и L_{in} . Феноменологически увеличение плавности входного участка способствует сокращению паросодержания в критическом и выходном сечениях канала, что приводит к уменьшению сжимаемости истекающей среды за критическим сечением и, как следствие, более резкому изменению давления между критическим и выходным сечениями канала, так как практически весь перепад давления реализуется в области критического сечения.

Малый порядок коэффициентов чувствительности для геометрических характеристик диффузора на выходе из канала при наличии корреляции между этими характеристиками и значением критической массовой скорости обусловлен в основном гидравлическим характером этой зависимости, например при изменении геометрических параметров таким образом, что гидравлический расходный коэффициент μ изменится на 20% и критическая массовая скорость тоже изменится на 20%. Гидравлический характер этой зависимости также свидетельствует в пользу того, что для каналов с ненулевой длиной горловины критическое истечение устанавливается именно в горловине канала, а не в диффузоре, поскольку в последнем случае характер изменения массовой скорости существенно отличался бы от гидравлического.

Для каналов со скругленной входной кромкой и нулевой длиной горловины картина истечения меняется: преобладающее влияние на массовую скорость начинают оказывать параметры среды на входе в канал, а влияние геометрических характеристик снижается. Как показывают зависимости на рис. 7, подобное поведение может быть объяснено влиянием гидравлического сопротивления конфузурно-диффузорного перехода, поскольку относительное изменение μ и ρ_{w*} в этом случае примерно одинаково.

Графики на рис. 7 построены для канала с $L_c = 0$, имеющего следующие геометрические характеристики:

- Радиус скругления входной кромки r_{in} , мм.....30.00
- Длина входного участка L_{in} , мм.....30.50
- Длина диффузора на выходе L_d , мм.....180.30
- Диаметр в выходном срезе d_{out} , мм.....38.95
- Давление перед каналом (давление торможения) p_0 , МПа.....6.88
- Температура перед каналом (температура торможения) t_0 , °С.....283.30
- Недогрев до линии насыщения перед каналом Δt , °С.....1.66

Значение d варьировалось в рассматриваемом диапазоне, а угол раскрытия диффузора β изменялся в соответствии с d .

Анализ чувствительности для каналов с острой входной кромкой несколько менее показателен, чем для каналов с плавным входом, так как в этих экспериментах не менялся входной участок и влияние геометрических характеристик на ρ_{w*} ограничивалось длиной горловины и ее диаметром. Тем не менее, полученные данные позволя-

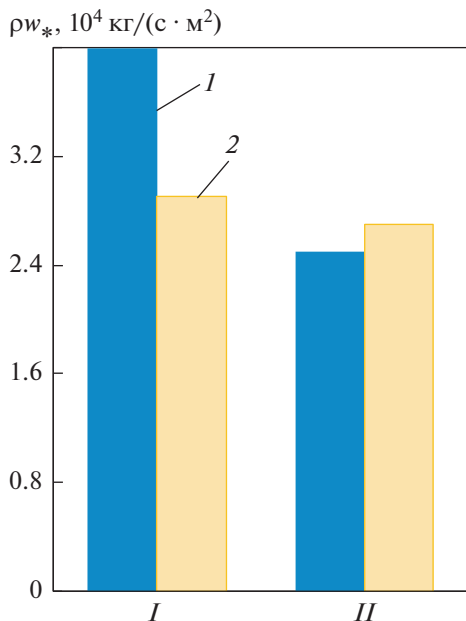


Рис. 8. Значение ρw_* для каналов с разными геометрическими параметрами. Канал с длиной горловины, мм: I – 61.3; II – 750.5. 1 – плавный вход; 2 – острый вход

ют судить о том, что для каналов с острым входом при одинаковых режимных и геометрических параметрах значение критической массовой скорости существенно ниже (приблизительно на 25%), чем для таких же каналов со скругленной входной кромкой (рис. 8).

Представленные на диаграмме данные иллюстрируют снижение влияния входной кромки с увеличением длины канала: для первого канала разница составляет приблизительно 25%, в то время как для второго массовые скорости уже практически равны (здесь разница обусловлена погрешностью использованной суррогатной модели). Чтобы исключить гидравлическое влияние выходного участка, из каналов со скругленной входной кромкой были выбраны те, в которых отсутствует выходной диффузор.

ПОСТРОЕНИЕ СУРРОГАТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ АНАЛИЗА ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ

Следует отметить, что для реализации анализа чувствительности в соответствии с алгоритмом FAST требуется генерация специальной выборки, отличной от той, что представлена экспериментальными данными. В связи с этим для вычисления указанных коэффициентов чувствительности использовались суррогатные модели, построенные на основе экспериментальных данных, – многомерные аппроксимационные зависимости, за-

меняющие исходную неизвестную физическую модель критического истечения. В настоящее время такой подход находит широкое применение в различных областях науки и техники [22].

В данной работе суррогатные модели $\rho w_* = f(\mathbf{X})$ и $p_1 = f(\mathbf{X})$ ($\mathbf{X} = \{x_0, x_1, \dots, x_n\}$ – вектор независимых переменных) были построены с применением метода High-Dimensional Approximation with Gaussian Process (HDAGP) [23], преимуществом которого является возможность построения качественных моделей на относительно небольших обучающих выборках. Суть HDAGP заключается в следующем: пусть (\mathbf{X}, \mathbf{Y}) – обучающая выборка, $(\mathbf{X}_*, \mathbf{Y}_*)$ – тестовая выборка, а наблюдаемая функция представляется в виде

$$y(x) = f(x) + \varepsilon(x), \quad (8)$$

где $f(x) = \sum_{i=1}^Q \alpha_i \psi_i(x) + \tilde{f}(x)$ – функция гауссова процесса с нулевым средним $m(x) = 0$ и стационарной ковариационной функцией $k(x, x')$; α_i , $i = 1, \dots, Q$ – независимые одинаково распределенные случайные величины с нулевым средним и дисперсией $\frac{\sigma^2}{Q}$; $\{\psi_i(x), i = 1, \dots, Q\}$ – набор фиксированных функций [23]; $\varepsilon(x)$ – функция шума, которая моделируется независимыми одинаково распределенными случайными величинами с нулевым средним и дисперсией $\tilde{\sigma}^2$.

Предполагается, что $k(x, x')$ является членом некоторого параметрического семейства $k(x, x') = k(x - x' | \mathbf{a})$, где \mathbf{a} – вектор параметров ковариационной функции. Для такого $y(x)$ ковариационная функция принимает вид

$$\text{cov}(y, y') = k(x - x' | \mathbf{a}) + \tilde{\sigma}^2 \tilde{\Psi}(x)^T \tilde{\Psi}(x') + \tilde{\sigma}^2, \quad (9)$$

где $\tilde{\Psi}(x) = \{\psi_i(x), i = 1, \dots, Q\}$.

Далее будут введены следующие обозначения:

$$\Psi(\mathbf{X}) = \{\tilde{\Psi}(x_i), i = 1, \dots, N\}; \quad (10)$$

$$\Psi(\mathbf{X}_*) = \{\tilde{\Psi}(x_i), i = 1, \dots, N_*\}; \quad (11)$$

$$\bar{K}_* = K_* + \tilde{\sigma}^2 \Psi(\mathbf{X}_*)^T \Psi(\mathbf{X}); \quad (12)$$

$$\bar{K} = K + \tilde{\sigma}^2 \Psi(\mathbf{X})^T \Psi(\mathbf{X}); \quad (13)$$

где \mathbf{X} – вектор независимых переменных обучающей выборки;

$$\begin{aligned} K_* &= K(\mathbf{X}_*, \mathbf{X}) = \\ &= \{k(x_i, x_j), i = 1, \dots, N_*; j = 1, \dots, N\}; \\ K &= K(\mathbf{X}, \mathbf{X}) = \{k(x_i, x_j), i, j = 1, \dots, N\}. \end{aligned}$$

Тогда функция апостериорного (для данной обучающей выборки) среднего значения гауссова процесса в точках контрольной выборки \mathbf{X}_* принимает вид [24]:

$$\hat{f}(\mathbf{X}_*) = \overline{K_*} (\overline{K} + \tilde{\sigma}^2 \mathbf{I})^{-1} \mathbf{Y}, \quad (14)$$

где \mathbf{I} – единичная матрица размера $N \times N$.

В этом случае логарифм правдоподобия гауссова процесса [24] выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} \log[p(\mathbf{Y}|\mathbf{X}, a, \tilde{\sigma}, \bar{\sigma})] = & -\frac{1}{2} \mathbf{Y}^T (\overline{K} + \tilde{\sigma}^2 \mathbf{I})^{-1} \mathbf{Y} - \\ & -\frac{1}{2} \log |\overline{K} + \tilde{\sigma}^2 \mathbf{I}| - \frac{n}{2} \log(2\pi), \end{aligned} \quad (15)$$

где $|\overline{K} + \tilde{\sigma}^2 \mathbf{I}|$ – детерминант матрицы $\overline{K} + \tilde{\sigma}^2 \mathbf{I}$.

Если набор базовых функций $\Psi(\mathbf{X})$ задан, то задача аппроксимации функции $y(x)$ сводится к отысканию такого набора параметров a , а также дисперсий $\tilde{\sigma}^2$ и $\bar{\sigma}^2$, при которых логарифм правдоподобия гауссова процесса в точках обучающей выборки максимален:

$$\log[p(\mathbf{Y}|\mathbf{X}, a, \tilde{\sigma}, \bar{\sigma})] \rightarrow \max_{a, \tilde{\sigma}, \bar{\sigma}}. \quad (16)$$

Стоит отметить, что построение набора базовых функций $\Psi(\mathbf{X})$ представляет собой отдельную задачу, более подробно рассмотренную в работах [25, 26].

Для оценки качества полученных аппроксимационных моделей использовались значения коэффициентов детерминации моделей R_d^2 , среднеквадратического отклонения RMS и 95-го перцентиля $Q95$. Следует рассмотреть каждый из них более подробно.

Коэффициент детерминации модели R_d^2 характеризует долю дисперсии зависимой переменной y_i , вызванной самой аппроксимационной моделью:

$$R_d^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \tilde{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}, \quad (17)$$

где y_i – экспериментальные значения зависимой переменной; $\tilde{y}_i = f(x_1, x_2, \dots, x_m)$ – значения, предсказанные аппроксимационной моделью; $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$ – среднее значение по результатам экспериментов.

В соответствии с (17), чем ближе значение R_d^2 к единице, тем качественнее построена аппроксимационная зависимость.

Среднеквадратическое отклонение модельных значений от верификационной выборки определялось по формуле

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (\tilde{y}_i - y_i)^2}. \quad (18)$$

Из (18) следует, что чем меньше RMS , тем меньше отклонение значений, предсказанных моделью, от значений верификационной выборки.

Наконец, перцентиль $Q95$ – значение относительной ошибки модели ϵ , для которой функция плотности вероятности $P(\epsilon) = 95\%$. Другими словами, $Q95$ показывает максимальное значение относительной ошибки ϵ с доверительной вероятностью 95%.

Для оценки величин R_d^2 , RMS и $Q95$ из обучающей выборки (\mathbf{X}, \mathbf{Y}) методом латинского гиперкуба выбиралась контрольная выборка $(\mathbf{X}_*, \mathbf{Y}_*)$, по количеству точек составлявшая 30% размера (\mathbf{X}, \mathbf{Y}) , что позволило использовать для оценки качества моделей значения, равномерно распределенные по каждому из диапазонов изменения независимых переменных x_i . Значения $(\mathbf{X}_*, \mathbf{Y}_*)$ не участвовали в процессе обучения моделей (нахождении параметров a , $\tilde{\sigma}^2$ и $\bar{\sigma}^2$).

Значения скалярных метрик точности суррогатных моделей представлены в табл. 4.

Необходимо отметить, что при сопоставлении расчетных и экспериментальных данных каждой расчетной точке $p_{w_{model}} = f(\mathbf{x})$ и $p_{model} = f(\mathbf{x})$ будет соответствовать некоторая неопределенность Δf , вызванная погрешностью измерения зависимых переменных \mathbf{x} .

Следует более подробно рассмотреть метод оценки Δf . Вектор средних значений независимых переменных размерности n будет обозначен как $\bar{\mathbf{x}}$. Для него вычислены значения исследуемой функции $\bar{F} = f(\bar{\mathbf{x}})$. Если предположить, что каждый элемент вектора $\bar{\mathbf{x}}$ может изменяться в некоторой окрестности Δx_i от своего среднего значения \bar{x}_i , то для каждой из n независимых переменных можно сделать выборку \mathbf{x}_i размерности m , подчиняющуюся некоторому закону распределения (в данной работе принимается нормальный закон распределения погрешностей). Совокупность выборок \mathbf{x}_i для каждой из размерностей вектора независимых переменных будет обозначена матрицей $\mathbf{X} = \{\mathbf{x}_0, \mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_n\}$ размерностью $m \times n$. Далее для каждой строки матрицы \mathbf{X} вычисляется вектор $\mathbf{F} = f(x_{0,j}, x_{1,j}, \dots, x_{n,j})$, $j \in [1; m]$. Тогда от-

Таблица 4. Скалярные метрики точности суррогатных моделей

Параметр	Скругленная входная кромка				Острая входная кромка			
	$L_c > 0$		$L_c = 0$		$L_c > 0$		$L_c = 0$	
	ρw_*	p_1	ρw_*	p_1	ρw_*	p_1	ρw_*	p_1
R_d	0.9934	0.9886	0.9993	0.9957	0.9897	0.9739	0.9992	—
RMS	0.0816	0.1072	0.0265	0.0659	0.1018	0.1621	0.0294	—
$Q95$	0.1818	0.1205	0.0429	0.1477	0.2007	0.0990	0.0749	—

Примечание. $\rho w_* = f(x), p_1 = f(x)$.

носительное отклонение значений F от \bar{F} можно найти по выражению $E_i = \frac{f_i - \bar{F}}{\bar{F}}$. Теперь, вычисляя вероятностное распределение для E , можно оценить перцентиль Q , характеризующий неопределенность Δf для данного \bar{x} . В настоящей работе принято, что $\Delta f = Q95$.

Стоит отметить, что описанный анализ неопределенностей выполнялся с учетом погрешностей только для значимых независимых переменных, найденных на основе анализа чувствительности

(см. табл. 3). Поскольку в работах [3, 12], посвященных исследованиям на стенде КС-1, не приводится значений погрешностей для геометрических характеристик, предполагается, что эти погрешности вызваны только ошибками округления. Погрешность измерения температуры торможения t_0 составляет $\pm 1^\circ\text{C}$, недогрева среды до температуры насыщения $\Delta t - \pm 0.1^\circ\text{C}$, давления торможения $p_0 - 1\%$.

На рис. 9, 10 представлены валидационные (экспериментальные) показатели критической массовой скорости ρw_{exp} и давления p_{exp} в выход-

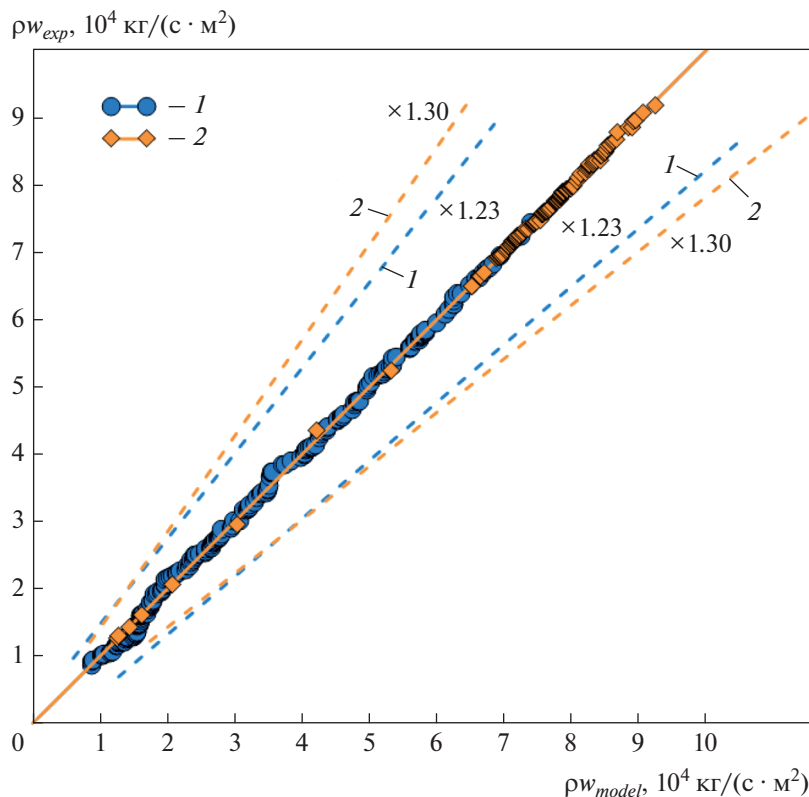


Рис. 9. Валидация суррогатных моделей вида $\rho w_* = f(x)$ для каналов со скругленной входной кромкой.

Штриховые линии – неопределенности расчетных значений.

1 – $L_c > 0$; 2 – $L_c = 0$

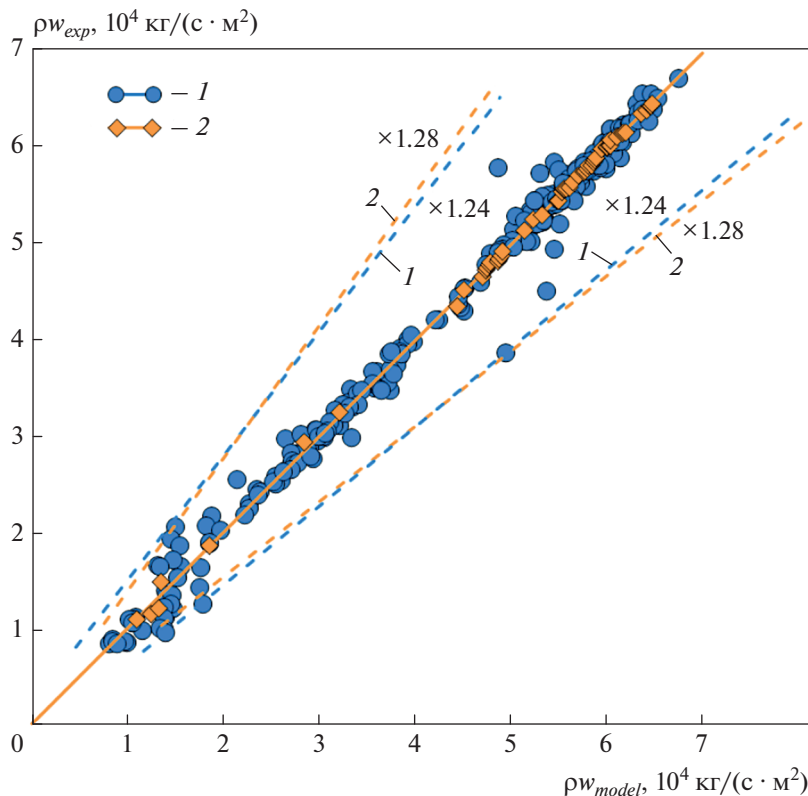


Рис. 10. Валидация суррогатных моделей вида $\rho w_* = f(x)$ для каналов с острой входной кромкой. Обозначения см. рис. 9

ном сечении и значения, предсказанные суррогатными моделями (ρw_{model} , P_{model}), а также обозначены неопределенности расчетных значений (штриховые линии).

Аналогично на рис. 11, 12 приведены валидационные значения давления в выходном срезе каналов и значения, предсказанные суррогатными моделями.

Для демонстрации адекватности значений ρw_* , предсказываемых суррогатными моделями, в рамках настоящей работы было проведено сравнение экспериментальных значений критической массовой скорости, полученных в [1] для каналов со скругленной входной кромкой (канал № 2), со значениями, предсказанными суррогатной моделью, результаты которого даны на рис. 13. Штриховыми линиями обозначен коридор отклонений расчетных значений от экспериментальных, обусловленный погрешностью измерения критической массовой скорости, а также неопределенностью граничных условий в опытах.

Таким образом, представленные оценки показывают, что использованные для анализа суррогатные модели по точности сопоставимы с эмпирическими расчетными методиками, приведенными в

методических указаниях и руководящем техническом материале [6], а также реализованными в системных кодах.

Зависимости критической массовой скорости от различных геометрических характеристик (см. рис. 6–8), а также коэффициенты чувствительности, представленные в табл. 3, были получены на основе сгенерированных методом HDAGP суррогатных моделей, подробная методология построения которых изложена в [27].

ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ экспериментальных данных для каналов со скругленной входной кромкой показывает сильное влияние геометрии входной кромки как на критическую массовую скорость, так и на конечное давление в выходном сечении канала, которое устанавливается при критическом режиме истечения. С увеличением плавности входного участка возрастает критическая массовая скорость и снижается давление в выходном срезе канала. Влияние геометрических характеристик горловины канала и выходного диффузора на значение ρw_* для каналов со скругленной входной кромкой оказывается мало по

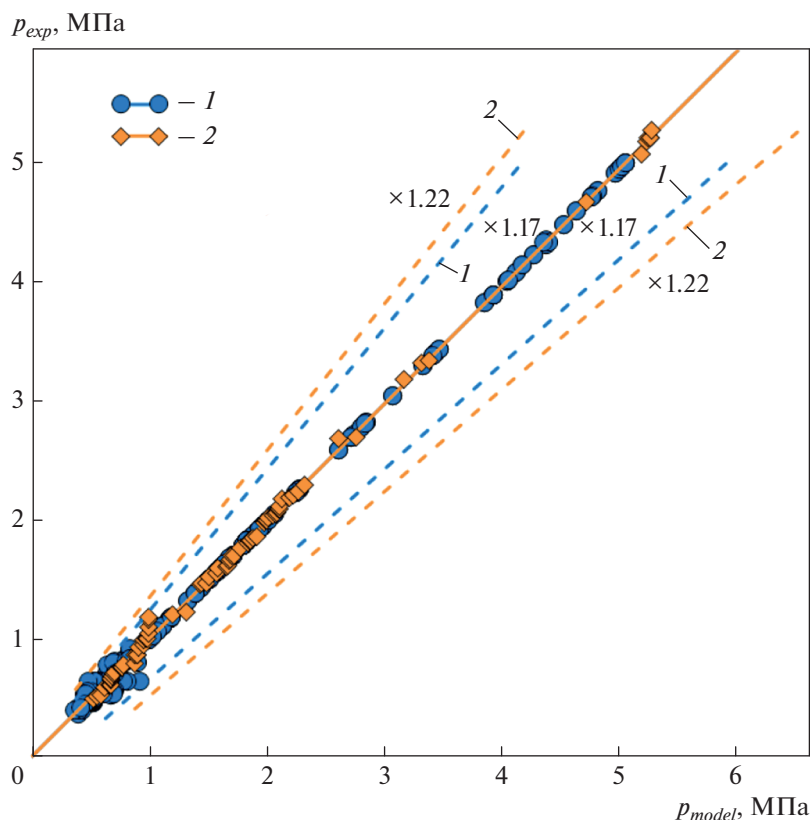


Рис. 11. Валидация суррогатных моделей вида $p_1 = f(x)$ для каналов со скругленной входной кромкой. Обозначения см. рис. 9.

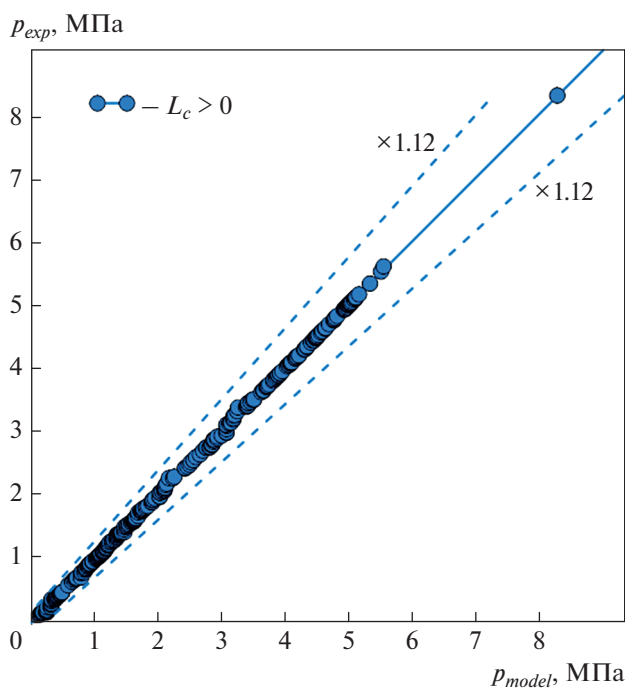


Рис. 12. Валидация суррогатных моделей вида $p_1 = f(x)$ для каналов с острой входной кромкой

сравнению с влиянием входной кромки, что объясняется изменением гидравлического сопротивления канала в зависимости от его геометрических параметров. Дисперсия геометрических характеристик входного участка обуславливает приблизительно 32% общей дисперсии критической массовой скорости, в то время как вклад дисперсий длины горловины и выходного диффузора находится на уровне 13 и 1% соответственно.

2. Сравнение результатов анализа экспериментальных данных для каналов с различной геометрией входа при одних и тех же режимных и геометрических параметрах (L_c, d, p_0, t_0) показало, что для каналов со скругленной входной кромкой критическая массовая скорость приблизительно на 25% выше, чем для каналов с острой входной кромкой. С увеличением длины горловины эта разница асимптотически убывает.

3. Среди режимных параметров основной вклад в дисперсию критической массовой скорости вносит недогрев среды на входе до температуры насыщения – 51% общего влияния режимных и геометрических параметров.

4. Увеличение недогрева среды до температуры насыщения и уменьшение длины горловины

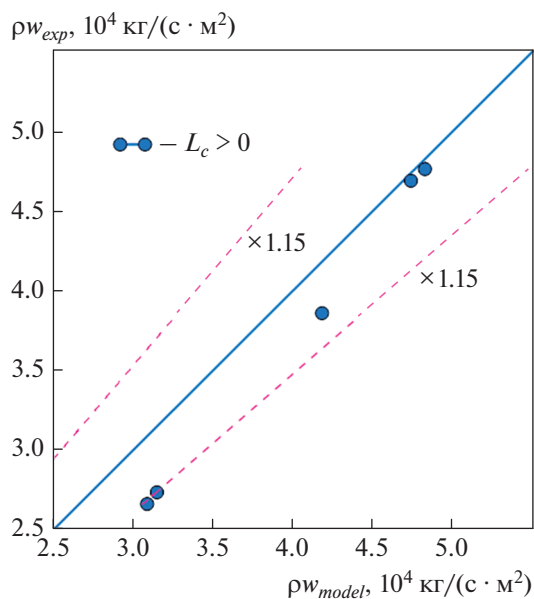


Рис. 13. Сравнение суррогатной модели вида $\rho w_* = f(x)$ с экспериментальными данными [1]. Штриховые линии — коридор отклонений расчетных значений от экспериментальных

канала приводят к тому, что противодавление, необходимое для установления критического режима истечения, снижается.

5. В предельных случаях критическое отношение давлений может составлять $\epsilon_* = 0.1$, что значительно ниже общепринятого в инженерной практике $\epsilon_* = 0.5$. Такое поведение наблюдается также и для каналов с острой входной кромкой и предположительно может быть объяснено влиянием турбулизации потока на входе на механизм формирования критического истечения: для случаев истечения недогретой жидкости она способствует выходу среды из метастабильного состояния, что приводит к интенсификации процесса парообразования, смещению границы его начала ближе к входному участку и, как следствие, к увеличению паросодержания в критическом сечении. С этой же позиции объясняется и рост перепада давления на критическом канале с повышением плавности его входного участка.

6. При анализе экспериментальных данных каналов с острой и скругленной входными кромками было обнаружено снижение критической массовой скорости при возрастании диаметра горловины канала. Важно заметить, что порядок сокращения критической массовой скорости в зависимости от диаметра канала существенно меньше, чем порядок роста площади проходного сечения, что приводит к тому, что интегральное

значение пропускной способности канала все равно увеличивается с ростом его диаметра.

7. Как показал анализ неопределенности, проведенный для использованных в работе суррогатных моделей, само физическое явление критического истечения, по-видимому, чувствительно к начальным и граничным условиям. Так, отклонения входных параметров (независимых переменных) в пределах погрешности измерения при нахождении критической массовой скорости и давления в выходном сечении дают неопределенность результатов до 30% для каналов с нулевой длиной горловины и до 24% для каналов с ненулевой длиной горловины. Этот факт следует учитывать при выборе средств измерения для экспериментальных исследований критического истечения.

8. Несмотря на всю обширность проведенных исследований, некоторые особенности формирования критического истечения все же не были в достаточной степени изучены в экспериментах. В частности, в некоторых работах, посвященных исследованиям на КС-1, приводятся эпюры распределения давления в осевом направлении, однако не дается никакого объяснения того, почему в экспериментальных данных вблизи входной кромки не было зафиксировано скачков уплотнения, существование которых было теоретически обосновано и экспериментально подтверждено в некоторых работах. Предположительно, эту особенность можно объяснить тем, что шаг между точками измерения давления в канале в осевом направлении был слишком велик для локализации узкого участка со скачком уплотнения.

9. Использование параметра L/d в качестве масштабного фактора для описания каналов с критическим истечением, по-видимому, является несостоятельным в силу того, что для каналов со скругленной входной кромкой входящие в этот параметр величины оказывают на ρw_* меньшее влияние, чем другие режимные и геометрические характеристики. Аналогичный вывод был сделан ранее для каналов с острой входной кромкой.

10. Для будущих экспериментальных исследований критического истечения через сопловидные и цилиндрические каналы, направленных как на расширение диапазона изучаемых режимных и геометрических параметров, так и на уточнение уже имеющихся данных, исключительную важность имеет исследование условий, формируемых на входном участке. Причем наибольшую плотность экспериментальных точек (по геометрическим характеристикам входного участка) следовало бы создавать в области таких характеристик, при которых образуется более грубый вход и вследствие этого увеличивается вероятность отрыва потока.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы исследования выражают благодарность Л.К. Тихоненко (ЭНИЦ) за вклад в подготовку и проведение представленных экспериментальных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Sozzi G.L., Sutherland W.A.** Critical flow of saturated and subcooled water at high pressure. San Jose, California: Boiling Water Reactor Systems Department; General Electric Company, 1975.
2. **Hall D.G., Ericson L.** The Marviken critical flow test – A description and early results. Stenstorp: Aktiebolaget Atomenergi, 1978.
3. **Кеворков Л.Р., Лутовинов С.З., Тихоненко Л.К.** Влияние масштабных факторов на критический расход насыщенной воды из прямых труб с острой входной кромкой // Теплоэнергетика. 1977. № 7. С. 72–76.
4. **Тихоненко Л.К., Кеворков Л.Р., Лутовинов С.З.** Критические расходы горячей воды при истечении из труб // Теплоэнергетика. 1978. № 1. С. 32–36.
5. **Фисенко В.В.** Критические двухфазные потоки. М.: Атомиздат, 1978.
6. **Методические указания по расчету критических расходов теплоносителя при аварийной разгерметизации циркуляционного контура АЭС с РБМК.** МУ 34-70-142-86. М.: Главтехуправление, 1987.
7. **Fischer M.** The dynamic of waves including shocks in two-phase flow // Nucl. Eng. Des. 1970. V. 11. Is. 1. P. 103–131.
[https://doi.org/10.1016/0029-5493\(70\)90022-1](https://doi.org/10.1016/0029-5493(70)90022-1)
8. **Вскипающие** адиабатные потоки / В.А. Зысин, Г.А. Баранов, В.А. Барилевич, Т.Н. Парфенова. М.: Атомиздат, 1976.
9. **Цикулари Г.В., Данилин В.С., Селезнев Л.И.** Адиабатные двухфазные течения. М.: Атомиздат, 1973.
10. **Алешин В.С., Калайда Ю.А., Фисенко В.В.** Исследование адиабатного истечения воды через цилиндрические каналы // Атомная энергия. 1975. Т. 38. Вып. 6. С. 375–378.
11. **Russian experimental database for validation of computer codes used for safety analysis of nuclear facilities / A.R. Zabirov, A.A. Smirnova, Yu.M. Feofilaktova, S.A. Shevchenko, D.A. Yashnikov // Prog. Nucl. Energy.** 2020. Is. 118. P. 103061.
<https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2019.103061>
12. **Истечение** теплоносителя при потере герметичности реакторного контура / Ю.А. Калайда, В.В. Арсентьев, В.В. Фисенко, Б.М. Цизин. М.: Атомиздат, 1977.
13. **Программа** для автоматизации инженерных расчетов, интеллектуального анализа данных и оптимизации rSeven 6.14 / ООО ДАТАДВАНС. Свид. о гос. регистрации программы для ЭВМ 2019612369. 19.02.2019.
14. **Wang J.** Partial correlation coefficient // Encyclopedia of Systems Biology. 2013. P. 1634–1635.
https://doi.org/10.1007/978-1-4419-9863-7_373
15. **Bendat J.S., Piersol A.G.** Random data: analysis and measurements procedures. 4th ed. New Jersey: John Wiley&Sons, 2012.
16. **Fauske H.K.** The discharge of saturated water through tubes // Chem. Eng. Prog. Symp. Series. 1965. V. 61. Is. 59.
17. **Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975.
18. **Сальтелли А., Соболев И.М.** Анализ чувствительности нелинейных математических моделей // Математическое моделирование. 1995. Т. 7. № 11. С. 16–28.
19. **Saltelli A.** A quantitative model-independent method for global sensitivity analysis of model output // Technometrics. 1999. V. 41. P. 39–56.
20. **Plischke E.** An effective algorithm for computing global sensitivity indices (EASI) // Reliab. Eng. System Safety. 2010. V. 95. Is. 4. P. 354–360.
<https://doi.org/10.1016/j.res.2009.11.005>
21. **Pukelsheim A.** Optimal design of experiments. USA, Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, 2006.
22. **Использование** нейронных сетей в теплофизических задачах атомной энергетики (обзор) / А.Р. Забиров, А.А. Смирнова, Ю.М. Феofilактова, Р.А. Шевченко, С.А. Шевченко, Д.А. Яшников, С.Л. Соловьев // Теплоэнергетика. 2020. № 8. С. 5–19.
<https://doi.org/10.1134/S004036362008010X>
23. **Modeling** of nonstationary covariance function of Gaussian process using decomposition in dictionary of nonlinear functions / E. Burnaev, E. Zaytsev, M. Panov, P. Prihodko, Y. Yanovich // Proc. of the Intern. Conf. “Information Technology and Systems – 2011”. Moscow, Russia, 2–7 Oct. 2011. P. 355–362.
24. **Rasmussen C.E., Williams C.K.I.** Gaussian processes for machine learning. MIT Press, 2006.
25. **Burnaev E.V., Belyaev M.G., Prihodko P.V.** About hybrid algorithm for tuning of parameters in approximation based on linear expansions in parametric functions // Proc. of the 8th Intern. Conf. “Intelligent Information Processing”. Paphos, Cyprus, 17–24 Oct. 2010.
26. **Belyaev M.G., Burnaev E.V.** Approximation of a multi-dimensional dependency based on linear expansion in a dictionary of parametric functions // Inform. Appl. 2013. V. 7. No. 13. P. 114–125.
27. **Разработка** методики построения суррогатных моделей оборудования на примере модели гидравлики устройства газоудаления / И.А. Коновалов, А.Н. Соколов, А.А. Баринков, Т.К. Зырянова // Теплоэнергетика. 2023. № 2. С. 71–77.
<https://doi.org/10.56304/S0040363623020042>

Study of the Influence of Operating and Geometric Parameters on the Critical Outflow of Subcooled and Boiling Water through Channels of Different Geometry

I. A. Kononov^{a, *}, M. A. Bolshukhin^a, A. M. Khizbullin^a, A. N. Sokolov^a, A. A. Barinov^a,
V. D. Loktionov^b, S. M. Dmitriev^c, and T. K. Zyryanova^c

^aExperimental Mechanical Engineering Design Bureau Named After. I.I. Afrikantova, Nizhny Novgorod, 603074 Russia

^bElektrogorsk Research Center for the Safety of Nuclear Power Plants (EREC), Elektrogorsk, 142530 Russia

^cNizhny Novgorod State Technical University Named After. R.E. Alekseeva, Nizhny Novgorod, 603950 Russia

*e-mail: ats@nntu.ru

Abstract—The scientific and technical literature presents a large number of works dedicated to the experimental study of the critical (aka “sonic” or “choked”) flow of saturated and subcooled liquid through cylindrical channels. Despite this, the available sources do not provide an assessment of the extent to which certain geometric parameters and operating conditions of experiments affect the critical outflow. This article is aimed at the analysis of experimental data using statistical methods and machine learning on critical outflow obtained at Elektrogorsk Research and Development Center (EREC, Russia). The purpose of the work is to identify statistical relationships between operating and geometric parameters, as well as to quantify the influence of these parameters on the critical mass flow and pressure. The analysis of experimental data for channels with a filleted inlet edge showed a strong influence of the inlet edge shape both on the value of the critical mass velocity and on the final pressure in the outlet section of the channel, which is established at the critical outflow mode. A comparison of the experimental data for channels with different shapes of the inlet section with the same operating and other geometric parameters showed that for channels with a rounded inlet edge, the critical mass velocity is approximately 25% higher than for channels with a sharp inlet edge. As the nozzle throat length increases, this difference decreases asymptotically. Among the regime parameters, the main contribution to the dispersion of the critical mass velocity is made by the undersaturation (subcooling) of the medium at the inlet which comprised 51% of the total influence of the regime and geometric parameters. An increase in the undersaturation and a decrease in the length of the channel throat lead to decrease in the back pressure necessary to establish the critical outflow mode. In extreme cases, the critical pressure ratio (outlet/inlet) can be 0.1, which is significantly lower than the generally accepted value of 0.5 in engineering practice. The results obtained can be used in the future for design of experiments aimed at expanding the range of operating parameters or optimization elements whose operation is based on the phenomenon of critical outflow.

Keywords: critical outflow, adiabatic channel, orifice, choked flow, hydraulic resistance, inlet edge, statistical methods, surrogate model, machine learning